

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 629 090**

51 Int. Cl.:

F16D 65/12 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **18.01.2008 PCT/JP2008/050571**

87 Fecha y número de publicación internacional: **31.07.2008 WO08090809**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **18.01.2008 E 08703421 (1)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **12.04.2017 EP 2112398**

54 Título: **Disco de freno con periferia exterior corrugada**

30 Prioridad:

22.01.2007 JP 2007011189

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:

07.08.2017

73 Titular/es:

**SUNSTAR ENGINEERING INC. (100.0%)
3-1, ASAHIMACHI TAKATSUKI-SHI
OSAKA 569-1195, JP**

72 Inventor/es:

**HOSHI, YOSHIO;
NAKATSUJI, TSUYOSHI;
FUJII, TOORU;
OOKUBO, KAZUYA y
OBUNAI, KIYOTAKA**

74 Agente/Representante:

ELZABURU, S.L.P

ES 2 629 090 T3

Aviso: En el plazo de nueve meses a contar desde la fecha de publicación en el Boletín Europeo de Patentes, de la mención de concesión de la patente europea, cualquier persona podrá oponerse ante la Oficina Europea de Patentes a la patente concedida. La oposición deberá formularse por escrito y estar motivada; sólo se considerará como formulada una vez que se haya realizado el pago de la tasa de oposición (art. 99.1 del Convenio sobre Concesión de Patentes Europeas).

DESCRIPCIÓN

Disco de freno con periferia exterior corrugada

5 **ANTECEDENTES DE LA INVENCION**

Campo de la Invención

La presente invención se refiere a un disco de freno que tiene una periferia exterior corrugada, que resulta adecuado como disco de freno para un vehículo de motor de dos ruedas.

10

Descripción de la técnica anterior

Como disco de freno para un vehículo de motor de dos ruedas, un disco de freno flotante resulta muy práctico desde el punto de vista comercial. El disco de freno flotante incluye un disco de cubo fijado a una rueda, un disco de freno dispuesto coaxialmente en un lado exterior del disco de cubo y un perno de conexión que conecta el disco de cubo y el disco de freno de una manera flotante. Como tal disco de freno flotante, hay un disco de freno que tiene una periferia exterior circular y un disco de freno que tiene una periferia exterior corrugada, en la que se forma una pluralidad de rebajes en la periferia exterior, a cierta distancia entre sí en la dirección circunferencial. El disco de freno que tiene la periferia exterior corrugada es de poco peso y tiene un excelente drenaje para el lodo y un diseño óptimo y, por lo tanto, se lo incluye no solo en motocicletas para todoterreno, sino también en motocicletas de carretera (por ejemplo, véase el documento de patente 1).

15

20

25

Mientras tanto, como vibración en el momento de la operación de frenado de un dispositivo de freno de disco, se conoce la trepidación del freno en la región de frecuencias bajas, que difiere del chirrido de freno que ocurre en la región de las frecuencias altas. La trepidación del freno es una vibración anormal que ocurre en el momento de la operación de frenado, y el conductor siente la vibración anormal de un manillar o una palanca de freno como trepidación del freno.

30

Si un conductor no muy avezado se enfrenta a la trepidación del freno por primera vez, existe la posibilidad adversa de que reaccione accionando el manillar o el freno por error; por lo tanto, conviene evitar la trepidación del freno para mejorar la seguridad del vehículo.

35

Se sabe que el fenómeno de trepidación del freno en el disco de freno que tiene la periferia exterior circular es producto de la fluctuación en el par motor del freno y la presión del líquido de freno debido a la precisión de fabricación del disco de freno, tales como la precisión del espesor del disco de freno y la chatura de este último. Por lo tanto, el disco de freno que tiene la periferia exterior corrugada también está diseñado de tal manera que la precisión de fabricación del disco de freno se optimice para evitar la trepidación del freno.

Documento de patente 1. Publicación de patente internacional n.º 2004-042247

40

Sin embargo, en el disco de freno que tiene la periferia exterior corrugada, incluso si la precisión de fabricación del disco de freno se mejora en el mismo nivel que el disco de freno que tiene la periferia exterior circular, en algunos casos se genera la trepidación del freno. En tal caso, existe una situación en la que el diseño se modifica por prueba y error, por ejemplo, se cambian los tamaños de varias porciones del disco de freno y se produce un disco de freno en el que no se genere trepidación. Es necesario encontrar la causa de la trepidación del freno y producir un disco de freno que pueda evitar de manera fiable este fenómeno. Como resultado del diseño realizado por prueba y error, se ha vuelto comercialmente práctico un disco de freno flotante en el que el número de rebajes formados en la periferia exterior es 24, el número de pernos de conexión es 7 y el número de orificios de montaje es 5, y en el que estos números son números primos relativos.

45

50

COMPENDIO DE LA INVENCION

Constituye un objeto de la invención proporcionar un disco de freno que tenga una periferia exterior corrugada, que pueda prevenir eficazmente el trepidación del freno.

55

Un disco de freno que tiene una periferia exterior corrugada de acuerdo con la presente invención comprende un disco de cubo fijado a una rueda, un disco de freno dispuesto coaxialmente fuera del disco de cubo y un perno de conexión, que conecta el disco de cubo y el disco de freno entre sí en un estado flotante. Una pluralidad de rebajes periféricos externos se forma en una periferia exterior del disco de freno, a una cierta distancia unos de otros, en una dirección circunferencial para conferirle a la periferia exterior una forma corrugada, y las profundidades de los rebajes periféricos externos desde un círculo periférico exterior del freno disco son poco pronunciadas.

60

65

Si la profundidad del rebaje periférico externo fuera menor que la que presenta el disco de freno existente, cuya periferia exterior está corrugada de esta manera, se podría reducir la fluctuación en el par motor de frenado en el momento de la operación de frenado y se podría evitar efectivamente el trepidación del freno. Un mecanismo que puede reducir la fluctuación en el par motor del freno reduciendo la profundidad del rebaje periférico externo se puede estimar de la siguiente manera. Es decir, un par de pastillas de freno se ponen en contacto con ambas superficies del disco de freno bajo presión, en el momento de la operación de frenado, y se obtiene una fuerza de

frenado por resistencia a la fricción entre las pastillas de freno y el disco de freno. Se estima que si la periferia exterior de la pastilla de freno es opuesta al rebaje periférico externo, el disco de freno no puede recibir la periferia exterior de la pastilla de freno, la deformación elástica de compresión del material de fricción de la pastilla de freno se libera parcialmente, el material de fricción cae en el rebaje periférico externo y cuando la periferia exterior de la pastilla de freno es opuesta a la proyección de la periferia exterior entre los rebajes adyacentes de la periferia exterior, el material de fricción que está en el rebaje periférico externo se comprime nuevamente por deformación elástica, su resistencia empuja ambas pastillas de freno, se repiten la liberación y re-deformación de la deformación elástica por compresión del material de fricción de la pastilla de freno y se genera la fluctuación en el par motor de frenado. En la invención, la profundidad del rebaje periférico externo poco pronunciada, la resistencia en el momento de la re-deformación de la deformación elástica por compresión de la pastilla de freno es escasa y la fluctuación en el par motor de frenado se reduce, previniendo la trepidación del freno.

Según la invención, los rebajes periféricos externos se fijan en 7 mm o menos y, más preferiblemente, en 2 mm o más y 6 mm o menos. Si la profundidad del rebaje periférico externo es superior a 7 mm, la fluctuación en el par motor de frenado se magnifica y la trepidación del freno se genera fácilmente, por lo que es preferible que la profundidad del rebaje periférico externo sea de 7 mm o menos. Resulta preferible fijar la profundidad entre 2 mm o más y 6 mm o menos, porque es posible reducir el peso mediante la provisión de rebajes en la periferia exterior, y así mejora el rendimiento del drenaje de lodo, aumenta la radiación de calor, se optimiza el diseño y es posible reducir de manera eficiente la trepidación del freno.

Es preferible que el número de rebajes periféricos externos, el número de orificios de montaje de la rueda y el número de pernos de conexión flotantes se establezcan en una relación de primos relativos. Con esta estructura, si el número de rebajes periféricos externos, el número de orificios de montaje de la rueda y el número de pernos de conexión flotantes se fijan para que sean relativamente primos, es posible ajustar la trepidación del disco de freno en el momento de la operación de frenado y evitar con eficacia la trepidación del freno.

Según la invención, el número de rebajes periféricos externos se fija en 3 a 23, el número de orificios de montaje en la rueda se fija en 3 a 7, y el número de pernos de conexión flotantes se fija en 5 a 12. Mediante el ajuste de los números de los rebajes periféricos externos, de los orificios de la periferia exterior, los orificios de montaje y de los pernos de conexión flotantes de esta manera, es posible obtener un disco de freno que tenga una periferia exterior corrugada y que pueda impedir la trepidación del freno.

Es preferible que la relación de área S_b/S_a de un valor máximo S_a y un valor mínimo S_b de un área de contacto entre el disco de freno y la pastilla de freno que entre en contacto con el disco de freno bajo presión se fije en 0,86 o más. Si se incrementa la relación de área del valor máximo al valor mínimo del área de contacto entre el disco de freno y la pastilla de freno, aumenta la fluctuación en el par motor de frenado y se genera fácilmente la trepidación del freno. Por lo tanto, es preferible que la relación de área S_b/S_a se ubique en 0,86 o más. Para reducir la trepidación del freno, se prefiere más todavía que la relación de área S_b/S_a , del valor máximo S_a al valor mínimo S_b se fije en 0,90 o más y 1,0 o menos.

La relación de área S_b/S_a se fija en dicho intervalo ajustando uno o más de estos parámetros: la profundidad del rebaje periférico externo, la forma de abertura del rebaje periférico externo en el lado de una superficie de frenado, la longitud del rebaje periférico externo en la dirección circunferencial, la posición dispuesta de un orificio pasante en la superficie de frenado del disco de freno, la forma de abertura del orificio pasante en el lado de la superficie de frenado, el número de orificios pasantes y el área de apertura del orificio pasante.

Es preferible que la longitud de la periferia exterior del disco de freno se fije a 110 % o menos de la longitud de la periferia exterior de un disco de freno del mismo diámetro que no tenga ningún rebaje periférico externo. Si se incrementa la longitud de la periferia exterior del disco de freno, aumenta la profundidad del rebaje periférico externo, se incrementa el número de rebajes periféricos externos y se genera fácilmente la trepidación del freno. Por lo tanto, es preferible que la longitud de la periferia exterior del disco de freno se fije en 110% o menos de la longitud de la periferia exterior de un disco de freno del mismo diámetro que no tenga ningún rebaje periférico externo.

Es preferible que la diferencia entre la tasa máxima de cambio S_{va} y la tasa mínima de cambio S_{vb} del área de contacto entre el disco de freno y la pastilla de freno que entra en contacto con el disco de freno bajo presión, a cada ángulo establecido θ , en una dirección circunferencial del disco de freno, se defina como la tasa de ancho máximo de cambio $(S_{va}-S_{vb})$ del área de contacto, y que la tasa de ancho máximo de cambio $(S_{va}-S_{vb})$ del área de contacto se establezca en 100 ($\text{mm}^2/\text{grados}$) o menos. Si se incrementa la tasa de ancho máximo de cambio del área de contacto, aumenta la profundidad del rebaje periférico externo, la forma del rebaje periférico externo se aproxima a una forma rectangular y la trepidación del freno se genera fácilmente. Por lo tanto, es preferible que la tasa de ancho máximo de cambio $(S_{va}-S_{vb})$ se fije en 100 ($\text{mm}^2/\text{grados}$) o menos.

Es preferible que la diferencia entre un valor máximo G_a y un valor mínimo G_b de una distancia cog (θ) entre una posición del baricentro de una parte de contacto del disco de freno con respecto a la pastilla de freno y un centro del disco de freno en cada ángulo establecido θ en la dirección circunferencial del disco de freno se defina como el intervalo máximo de fluctuación (G_a-G_b) de la posición del baricentro, y que el intervalo máximo de fluctuación $(G_a-$

Gb) de la posición del baricentro se establezca en 0,4 % o menos de un radio del disco de freno. Si se aumenta el intervalo máximo de fluctuación (Ga-Gb) en la pastilla de freno, aumenta la fluctuación en el par motor de frenado y la trepidación del freno se genera fácilmente. Por lo tanto, es preferible que el intervalo máximo de fluctuación (Ga-Gb) de la posición del baricentro se fije en el 0,4% o menos del radio del disco de freno.

De acuerdo con el disco de freno que tiene la periferia exterior corrugada de esta invención, la profundidad del rebaje formado en la periferia exterior se establece en un valor menor que la del disco de freno existente cuya periferia exterior es corrugada. Con una estructura tan sencilla, es posible evitar eficazmente la trepidación del freno. Además, puesto que es posible diseñar un disco de freno capaz de impedir la trepidación del freno cuando el disco de freno está recién diseñado, es posible aumentar notablemente la productividad del disco de freno. El número de rebajes formados en la periferia exterior, el número de orificios de montaje con respecto a la rueda y el número de pernos de conexión flotantes se establecen en primos relativos, la relación de área S_b/S_a del valor máximo S_a y del valor mínimo S_b del área de contacto del disco de freno y la pastilla de freno que se pone en contacto con el disco de freno bajo presión, se fija en 0,86 o más, la longitud de la periferia exterior del disco de freno se establece en 110 % o menos de la longitud de la periferia exterior de un disco de freno del mismo diámetro, que no tiene rebajes en la periferia exterior, la tasa de ancho máximo de cambio ($S_{va}-S_{vb}$) del área de contacto entre el disco de freno y la pastilla de freno se fija en 100 ($\text{mm}^2/\text{grados}$) o menos, y el intervalo máximo de fluctuación (Ga-Gb) de la posición del baricentro de la porción de contacto del disco de freno, con respecto a la pastilla de freno se fija en 0,4 % o menos del radio del disco de freno. Si estas configuraciones se combinan arbitrariamente entre sí, es posible impedir con más eficacia la generación de la trepidación del freno.

BREVE DESCRIPCIÓN DE LOS DIBUJOS

La figura 1(a) es una vista frontal de un disco de freno que tiene una periferia exterior corrugada, en la que la profundidad de un rebaje en una periferia exterior se fija en 7 mm;

La figura 1(b) es una vista ampliada alrededor del rebaje en la periferia exterior del disco de freno que tiene la periferia exterior corrugada;

La figura 2 es una vista en corte transversal tomada a lo largo de la línea II-II de la figura 1;

La figura 3 es una vista frontal de un disco de freno de otra estructura;

La figura 4(a) es una vista frontal de un disco de freno, que tiene una periferia exterior corrugada en la que el número de rebajes en la periferia exterior se fija en 19;

La figura 4(b) es una vista ampliada alrededor de los rebajes en la periferia exterior del disco de freno que tiene la periferia exterior corrugada;

Las figuras 5 (a) a (f) son vistas frontales de los discos de freno cuyos números de rebajes en la periferia exterior son diferentes entre sí y en los que se ha llevado a cabo la prueba de frenado;

Las figuras 6(a) a (d) son vistas frontales de cuatro discos de freno cuya profundidad de los rebajes en la periferia exterior es diferente entre sí y en los que se ha llevado a cabo la prueba de frenado;

La figura 7 es un diagrama esquemático que muestra una estructura de una máquina para prueba de banco;

La figura 8 es un gráfico en el que se resume la relación entre el orden de rotación y el par motor de frenado de los primeros discos de prueba, en un caso en el que se utilizaron discos de freno y pastillas de freno que se habían utilizado durante un período dado;

Las figuras 9(a) a (e) son gráficos que muestran las relaciones entre el orden de rotación y el par motor de frenado de los primeros discos de prueba de la figura 8;

La figura 10 es un gráfico en el que se resume la relación entre los primeros discos de prueba y el orden de rotación, en un caso en el que se utilizaron discos de freno que se habían utilizado durante un período dado y pastillas de freno nuevas;

Las figuras 11(a) a (e) son gráficos que muestran las relaciones entre el orden de rotación y el par motor de frenado de los primeros discos de prueba de la figura 10;

La figura 12 es un gráfico en el que se resume la relación entre el orden de rotación y el par motor de frenado de los segundos discos de prueba;

Las figuras 13 (a) a (d) son gráficos que muestran las relaciones entre el orden de rotación y el par motor de frenado de los segundos discos de prueba respectivos de la figura 12;

La figura 14 es un gráfico en el que la fluctuación en las áreas de contacto entre los respectivos discos de freno y las pastillas de freno de los primeros discos de prueba se analiza mediante un 3D-CAD cada tres grados de circunferencia;

La figura 15 es un gráfico en el que la fluctuación en las áreas de contacto entre los respectivos discos de freno y pastillas de freno de los segundos discos de prueba se analiza mediante un 3D-CAD cada tres grados de circunferencia;

La figura 16 es un diagrama explicativo que muestra la relación entre un intervalo de fluctuación de un par motor de frenado y la relación de un valor máximo y un valor mínimo de una zona de contacto del primer y segundo discos de prueba;

La figura 17 es un diagrama explicativo que muestra la relación entre una relación de una longitud de la periferia exterior de los primeros discos de prueba y un intervalo de fluctuación del par motor de frenado;

La figura 18 es un diagrama explicativo que muestra la relación entre un intervalo de fluctuación del par motor de frenado y la tasa de ancho máximo de cambio del área de contacto de los primeros discos de prueba con respecto a las pastillas de freno;

Y la figura 19 es un diagrama explicativo que muestra la relación entre un intervalo de fluctuación del par motor de frenado y la relación del intervalo máximo de fluctuación de la posición del baricentro en una porción de contacto de los primeros discos de prueba, con respecto a las pastillas de freno y un radio del disco de freno.

5 DESCRIPCIÓN DE LAS FORMAS DE REALIZACIÓN PREFERIDAS

Se explicará una realización de la presente invención con referencia a los dibujos adjuntos. En primer lugar, se explicará una estructura básica de un disco de freno 1. Como se muestra en las figuras 1 y 2, el disco de freno 1 es un disco de freno flotante e incluye un disco de freno 3 del lado de una periferia exterior, opuesto a una pastilla de freno 2 de una zapata de freno, un disco de cubo 4 del lado de una parte central fijada a una rueda, y un perno de conexión 5 que conecta ambos discos 3 y 4 entre sí. El disco de freno 1 sostiene ambos discos de forma flotante utilizando el perno de conexión 5.

15 El disco de freno 3 tiene una excelente resistencia al calor y resistencia al desgaste, y está fabricado en chapa de acero inoxidable o de acero al carbono. El disco de freno 3 se somete a un procesamiento térmico, tal como un enfriamiento de alta frecuencia, para mejorar la resistencia al desgaste de las superficies delantera y trasera del disco de freno 3. Una pluralidad de orificios pasantes 6 están formados en una parte intermedia del disco de freno 3, en su dirección radial, en un orden específico para mejorar y estabilizar el rendimiento de frenado, para mejorar el rendimiento de refrigeración y el rendimiento de recuperación de agua, así también, como para reducir el peso. Una pluralidad de rebajes periféricos externos 7 y una pluralidad de salientes de la periferia exterior 8 se forman de manera alternada, en la periferia exterior del disco de freno 3, a cierta distancia, entre sí en la dirección circunferencial para reducir el peso, mejorar el rendimiento de drenaje de lodo, mejorar el rendimiento de la radiación de calor y mejorar el diseño. Los rebajes periféricos externos 7 y las salientes de la periferia exterior 8 forman el diseño corrugado. Una pluralidad de porciones de conexión 9 se proyecta hacia adentro, desde la periferia interna del disco de freno 3, a una distancia en la dirección circunferencial. En cada porción de conexión 9 se forma un rebaje de conexión lateral externo semicircular 10. El rebaje de conexión lateral externo 10 se abre hacia dentro. El diámetro exterior D1 del disco de freno 3 es de 300 mm, el diámetro interior D2 del disco de freno 3, con exclusión de la porción de conexión 9, es de 228 mm, y el espesor del disco de freno 3 es de 6 mm.

30 Las pastillas de freno 2 del disco de freno (no ilustradas) están dispuestas a ambos lados del disco de freno 3. Las pastillas de freno 2 forman un ensamble en sándwich, con el disco de freno 3 intercalado entre ellas, de manera que se aplica una fuerza de frenado al disco de freno 1. El borde periférico externo de la pastilla de freno 2 está dispuesto a lo largo del borde periférico exterior del disco de freno 3, el borde periférico interior de la pastilla de freno 2 está dispuesto ligeramente afuera, desde el borde periférico interior del disco de freno 3 y toda la superficie de la pastilla de freno 2 se desliza sobre una superficie de frenado del disco de freno 3.

40 El disco de cubo 4 está hecho de una aleación de aluminio, que tiene un coeficiente relativamente alto de expansión térmica para reducir el peso. El disco de cubo 4 está formado en su porción central, con una abertura 11 a través de la cual se inserta un eje. Una pluralidad de orificios de montaje 12 se forma cerca de la abertura 11, a distancias constantes entre sí, en la dirección circunferencial para fijar el disco de cubo 4 a la rueda (no mostrada). Una pluralidad de orificios de reducción de peso 13 se forma en una porción intermedia del disco de cubo 4 en la dirección radial. Una abertura del rebaje de conexión interno semicircular 14 se forma hacia afuera en la periferia exterior del disco de cubo 4, en correspondencia con el rebaje de conexión lateral externo 10 del disco de freno 3.

45 El perno de conexión 5 es una pieza cilíndrica hueca, hecha de acero inoxidable o acero al carbono que tiene una excelente resistencia al desgaste, y una brida anular 15 se forma en un extremo del perno de conexión 5. El disco de freno 3 y el disco de cubo 4 están conectados entre sí de una manera flotante, insertando el perno de conexión 5 en un orificio de conexión 16, formado al combinar el rebaje de conexión lateral externo 10 y el rebaje de conexión interno 14 entre sí, y montando un resorte de disco 17 y una arandela 18 sobre el perno de conexión 5, y estampando en caliente el otro extremo del perno de conexión 5.

50 La primera característica distintiva de la invención reside en que en el disco de freno 1, que tiene la estructura básica descrita anteriormente, la profundidad del rebaje periférico externo 7 desde un círculo periférico exterior C del disco de freno 3 se establece en un valor menor que el disco de freno corrugado. Más específicamente, la profundidad d del rebaje periférico externo 7 se fija en no más de 7 mm, preferiblemente, variable entre 2 mm o más y 6 mm o menos.

60 Si la profundidad d del rebaje 7 de la periferia exterior es superior a 7 mm, la fluctuación del par motor de frenado se incrementa en el momento de la operación de frenado y es factible que se genere la trepidación del freno; por tanto, es preferible que la profundidad sea fije en 7 mm o menos y, más preferible, que sea de 6 mm o menos. Es preferible fijar la profundidad d del rebaje periférico externo 7 en 2 mm o más para reducir el peso, mejorar el rendimiento del drenaje del lodo, mejorar el rendimiento de la radiación de calor y optimizar el diseño.

65 La segunda estructura distintiva de la invención reside en que el número de rebajes periféricos externos 7, el número de orificios de montaje 12 con respecto a la carrocería de vehículo y el número de pernos de conexión 5 se fija en primos relativos.

Si el número de rebajes periféricos externos 7, el número de orificios de montaje 12 con respecto a la carrocería de vehículo y el número de pernos de conexión se fijan en primos relativos, el número puede establecerse libremente, pero si el número de rebajes periféricos externos 7 es inferior a 3, no se puede reducir el peso de un modo suficiente y si el número de rebajes periféricos externos 7 es superior a 23, se genera fácilmente la trepidación del freno y, por tanto, el número de rebajes periféricos externos 7 se fija en un intervalo de 3 a 23. De acuerdo con la invención, el número de orificios de montaje 12 puede fijarse entre 3 y 7, teniendo en cuenta la resistencia de montaje con respecto a la rueda, y el número de pernos de conexión 5 puede fijarse entre 5 y 12, de manera que la resistencia de conexión entre el disco de freno 3 y el disco de cubo 4 pueda garantizarse lo suficiente.

La tercera estructura distintiva de la invención reside en que la relación de área S_b/S_a del valor máximo S_a y del valor mínimo S_b del área de contacto entre el disco de freno 3 y la pastilla de freno 2 que entra en contacto con el disco de freno 3 bajo presión, se fija en 0,86 o más, y más preferiblemente la relación de área S_b/S_a del valor máximo S_a y del valor mínimo S_b se establece en 0,90 o más y 1,0 o menos.

La cuarta estructura distintiva de la invención radica en que la longitud de la periferia exterior del disco de freno 3 se fija en el 110 % o menos de la longitud de la periferia exterior del disco de freno del mismo diámetro, que no tiene un rebaje periférico externo 7.

La quinta estructura distintiva de la invención reside en que la diferencia entre la tasa máxima de cambio S_{va} y la tasa mínima de cambio S_{vb} del área de contacto entre el disco de freno 3 y la pastilla de freno 2 que entra en contacto con el disco de freno 3 bajo presión, a cada ángulo establecido θ en la dirección circunferencial del disco de freno 3 se fija en una tasa de ancho máximo de cambio ($S_{va}-S_{vb}$) del área de contacto, y la tasa de ancho máximo de cambio ($S_{va}-S_{vb}$) del área de contacto se establece en 100 ($\text{mm}^2/\text{grados}$) o menos.

La sexta estructura distintiva de la invención radica en que la diferencia entre un valor máximo G_a y un valor mínimo G_b de una distancia cog (θ) entre un centro del disco de freno 3 y una posición del baricentro de una porción de contacto del disco de freno 3 con respecto a la pastilla de freno 2 en cada ángulo establecido θ en la dirección circunferencial del disco de freno 3 se fija en un intervalo de fluctuación máximo (G_a-G_b) de la posición del baricentro, y el intervalo máximo de fluctuación (G_a-G_b) de la posición del baricentro se establece en 0,4 % o menos del radio del disco de freno 3.

La relación de área S_b/S_a , la relación de la longitud de la periferia exterior del disco de freno 3, la tasa de ancho máximo de cambio ($S_{va}-S_{vb}$) del área de contacto y la relación del rango de fluctuación máximo (G_a-G_b) de la posición del baricentro con respecto al radio del disco de freno 3 puede configurarse dentro de los intervalos descritos anteriormente, ajustando uno o más de los siguientes parámetros: la profundidad del rebaje periférico externo 7, la forma de abertura del rebaje periférico externo 7 del lado del freno, la longitud de la cavidad de la periferia exterior 7 en la dirección circunferencial, la posición dispuesta de los orificios pasantes 6 en la superficie de freno del disco de freno 3, la forma de abertura de los orificios pasantes 6 del lado de la superficie de freno, el número de orificios pasantes 6 y el área de apertura de los orificios pasantes 6. Por ejemplo, es posible formar rebajes de diversas formas, o los rebajes periféricos externos 7a a 7i se pueden formar con salientes en las superficies inferiores de los rebajes periféricos externos 7, de acuerdo con las formas o los tamaños de los orificios pasantes 6, como los discos de freno 30a a 30i ilustrados en las figuras 3 (a) a (i), y establecer la relación de área S_b/S_a en 0,86 o más, preferiblemente en 0,90 o más y en 1,0 o menos, es posible fijar la longitud de la periferia exterior del disco de freno 3 en el 110 % o menos de la longitud de la periferia exterior del disco de freno del mismo diámetro que no tiene rebaje periférico externo 7, es posible fijar la tasa de ancho máximo de cambio ($S_{va}-S_{vb}$) del área de contacto a 100 ($\text{mm}^2/\text{grados}$) o menos, y es posible fijar el intervalo máximo de fluctuación (G_a-G_b) de la posición del baricentro en un 0,4% o menos del radio del disco de freno 3.

El disco de freno 1 puede tener combinaciones de las seis estructuras distintivas.

Cuando las estructuras se combinan libremente, se puede esperar un efecto de reducción sinérgico de la trepidación del freno.

A continuación, se explicará una prueba de frenado realizada para encontrar una estructura del disco de freno capaz de reducir la trepidación del freno.

El fenómeno de trepidación del freno puede medirse como una fluctuación en el par motor de frenado o una fluctuación en la presión del líquido. Por lo tanto, se fabricaron los siguientes discos de freno 1; se realizó la prueba de frenado y se midió el par motor de frenado.

(Primer disco de prueba)

Para aclarar la influencia ejercida sobre la fluctuación del par motor de frenado por el número de rebajes periféricos externos (el número de corrugaciones), se produjo una pluralidad de tipos de primeros discos de prueba, con números diferentes de los rebajes periféricos externos. Como se muestra en las figuras 4 y 5, en el primer disco de prueba, se cambian parcialmente las estructuras de los rebajes periféricos externos 7 y los orificios pasantes 6 del

disco de freno 3 del disco de freno 1 ilustrados en la figura 1, y la otra estructura es la misma que la del disco de freno 1. Más concretamente, como disco de freno, se fabricó uno de acero inoxidable de martensita para el disco de freno (SUS410DB), el diámetro exterior D1 era de 300 mm, el espesor era de 5 mm, y se realizaron 40 agujeros redondos pasantes 6A (cinco de cada uno) con un diámetro de 7 mm, en lugar del orificio pasante 6 en las posiciones correspondientes a los pernos de conexión 5, simétricamente con respecto a la rotación. Se produjeron cinco tipos de discos de freno, 3A a 3E, que tenían 13, 15, 16, 17 y 19 rebajes periféricos externos 7A, en lugar de los rebajes 7 de periferia exteriores. El rebaje periférico externo 7A es un arco que tiene un radio R de 15 mm y que tiene una longitud L, desde el centro P del disco de freno 1 hasta el centro P1 del arco, de 154 mm. Los rebajes periféricos externos 7A se formaron en la periferia exterior, equidistantes entre sí, en la dirección circunferencial. Para clarificar la influencia causada por los rebajes 7A de la periferia exterior, se fabricó un disco de freno 3F que no tenía rebajes periféricos externos 7A. Los seis tipos de discos de freno, 3A a 3F, estaban conectados a un disco de cubo 4, formado con cinco orificios de montaje 12, a través de ocho pernos de conexión 5 de una manera flotante, y se fabricaron seis tipos de primeros discos de prueba, 1A a 1F. La figura 4 muestra el primer disco de prueba 1E en el que se monta un disco de freno 3E. El disco de freno 3E tiene 19 rebajes periféricos externos 7A en su periferia exterior, equidistantes entre sí, en la dirección circunferencial. En los otros primeros discos de prueba, 1A a 1D y 1F, se ensamblaron los discos de freno 3A a 3D, cuyos pasos de disposición de los rebajes 7A de la periferia exterior eran solamente diferentes entre sí, y el disco de freno 3F del cual se omitieron los rebajes periféricos externos 7A; y los detalles de los mismos se omitieron de los dibujos.

(Segundo disco de prueba)

Para aclarar la influencia ejercida sobre la fluctuación en el par motor de frenado por la profundidad del rebaje periférico externo, se fabricó una pluralidad de segundos discos de prueba, que tenían diferentes profundidades de los rebajes periféricos externos 7. Más específicamente, como se muestra en las figuras 1 y 6, el disco de freno 3 estaba hecho de acero inoxidable de martensita para disco de freno (SUS410DB), el diámetro exterior era de 300 mm, el espesor era de 5 mm y se formaron dos orificios pasantes 6 delgados y largos simétricamente con respecto a la rotación, en correspondencia con los pernos de conexión 5. Los orificios pasantes 6 tienen una forma sustancialmente de cheurón, que se extiende hacia la periferia exterior. Se hizo un disco de freno 3J, en el que se formaron 16 rebajes periféricos externos (denominados rebajes periféricos externos con una profundidad de 11 mm), que tenían radios de 18,6 mm y 21,6 mm, desde una posición de un radio de 160,6 mm del disco de freno 3 y con profundidades de 8 mm y 11 mm desde el círculo periférico exterior 7, de manera que 8 de los rebajes periféricos externos 7J y 8 rebajes periféricos externos 7J quedaran formados de manera alternada, equidistantes entre sí, en la dirección circunferencial; se preparó un disco de freno 3K, en el cual se formaron 16 rebajes periféricos externos (denominados rebajes periféricos externos, con una profundidad de 7 mm), que tenían profundidades d de 5 mm y 7 mm desde el círculo periférico exterior, mientras permanecían como base de los rebajes periféricos externos 7J, de modo que se formasen 8 rebajes periféricos externos 7K y 8 rebajes periféricos externos 7K de manera alternada, equidistantes entre sí, en la dirección circunferencial; se preparó un disco de freno 3L, en el que se formaron 16 rebajes periféricos externos (denominados rebajes periféricos externos, que tenían una profundidad de 3 mm) con profundidades de 2 mm y 3 mm desde el círculo periférico exterior, mientras permanecían en la base de los rebajes periféricos externos 7J, de manera que 8 rebajes periféricos externos 7L y 8 de la periferia exterior 7L se formaran de manera alternada, equidistantes entre sí, en la dirección circunferencial; y se preparó un disco de freno 3M, que tenía rebajes periféricos externos 7, que tenían una profundidad de 0 mm, es decir, que no tenían rebajes periféricos externos 7. Estos cuatro tipos de discos de freno 3J a 3M estaban conectados a los discos de cubo 4, formados con cinco orificios de montaje 12 a través de los ocho pernos de conexión 5 de manera flotante y se fabricaron los cuatro tipos de segundos discos de prueba 1J a 1M. La figura 1 muestra el segundo disco de prueba 1K, en el que la profundidad de los rebajes 7 de la periferia exterior se fijó en 7 mm y se montó el disco de freno 3K. Con respecto a los otros segundos discos de prueba 1J, 1L y 1M, los discos de freno 3J, 3L y 3M, cuyas profundidades de los rebajes 7 de la periferia exterior eran solamente diferentes entre sí, se omitieron detalles de los dibujos.

(Máquina de prueba de frenado)

Una máquina de prueba de banco 20, que se muestra en la figura 7, se empleó como máquina de prueba. La máquina de prueba de banco 20 incluye un motor de CA 23, que hace girar un disco de freno 1 mediante una correa 21 y un acoplador 22, un inversor (no mostrado) para controlar el número de revoluciones del motor de CA 23, la zapata de montaje radial de cuatro puntos opuesto 24 deportivo, para aplicar la fuerza de frenado al disco de prueba 1, un convertor de presión hidráulica a presión de aire 25 para controlar la presión del líquido de freno para la zapata 24, una célula de carga 27, que mide el par motor de frenado generado en el momento de la operación de frenado mediante un brazo 26 que está montado coaxialmente en la zapata 24, y unos medios de control 28 para controlar el motor de CA 23 y el convertor de presión hidráulica a presión de aire 25. La máquina de prueba de frenado se montó de tal manera que el inversor controlara el motor de CA 23, para que controlase el número de revoluciones del disco de prueba 1, que el convertor de presión hidráulica a presión de aire 25 controlase la presión del líquido de freno para la zapata, que la pastilla de freno 2, que comprendía un par de pastillas sinterizadas de la zapata 24 formase un ensamble en sándwich con el disco de prueba 1 intercalado entre ellas, de manera que la célula de carga 27 pudiese medir el par motor de frenado en ese momento.

(Condición de prueba de frenado)

En esta prueba, se proporciona el número de revoluciones correspondiente a una velocidad predeterminada del vehículo al disco de prueba 1 y, a continuación, se lleva a cabo el frenado de arrastre mientras se aplica la presión

predeterminada de líquido de freno, midiendo de esta manera el par motor de frenado. La velocidad del vehículo se fijó en 20 km/h y la presión del líquido de frenos se fijó a 1,0 MPa. Después de que el frenado de arrastre se llevó a cabo durante seis segundos, el disco de prueba 1 se dejó en reposo durante 60 segundos para enfriar la porción de frenado y se fijó una condición de enfriamiento de tal manera que la temperatura del disco estuviera siempre a 120 ° C o menos, a fin de que el disco no sufriera deformación térmica.

En la condición de prueba de frenado anteriormente descrita, se llevó a cabo la prueba de frenado para los primeros discos de prueba 1A a 1E, cuyos números de rebajes periféricos externos 7A (el número de corrugaciones) eran diferentes entre sí. En cuanto al resultado de medición del par motor de frenado, se realizó el análisis FFT y se analizó la relación de orden de rotación. Un resultado de ello se muestra en las figuras 8 a 11. Los gráficos presentados en las figuras 8 y 9 son gráficos en los que se usaron los primeros discos de prueba 1A a 1E, cuya prueba de frenado se había llevado a cabo 100 veces o más, y la pastilla de freno 2, cuya prueba de frenado se había llevado a cabo 100 veces o más. Los gráficos mostrados en las figuras 10 y 11 son gráficos en los que se usaron los primeros discos de prueba 1A a 1E, cuya prueba de frenado se había llevado a cabo 100 veces o más, y se utilizó una nueva pastilla de freno 2. La figura 8 es un gráfico en el se resumen los gráficos de las figuras 9(a) a (e), y la figura 10 es un gráfico en el que se resumen los gráficos de las figuras 11(a) a (e).

En las figuras 8 a 11, el par motor de frenado muestra picos en órdenes correspondientes al número de corrugaciones de los primeros discos de prueba 1A a 1E. Una causa del pico generado en el orden primario es el espesor y la distorsión. Se midió la variación de los espesores y la distorsión de un disco de freno que no estaba formado con los rebajes periféricos externos y la un disco de freno que se formó con los rebajes periféricos externos, usando un dispositivo de medición tridimensional y se llevó a cabo el análisis de la proporción de orden de rotación par el espesor y la distorsión. Dado que el pico solo existía en el orden primario, se podía estimar que la causa de la generación del pico en el orden primario era el espesor y la distorsión en las figuras 8 a 11.

Cuando los primeros discos de prueba 1A a 1E y la pastilla de freno 2 se habían deslizado lo suficiente entre sí, hubo una tendencia a que, al aumentar el número de rebajes periféricos externos 7A, se incrementara el par motor de frenado del orden correspondiente al número de rebajes periféricos externos 7A, tal como se muestra en las figuras 8 y 9.

Cuando los primeros discos de prueba 1A a 1E y la pastilla de freno 2 no se habían deslizado lo suficiente entre sí, como se muestra en las figuras 10 y 11, los discos de freno 1B y 1C, que tenían respectivamente 15 y 16 rebajes periféricos externos 7A se tornaron altos, y los discos de freno 1A, 1D y 1E, que tenían respectivamente 13, 17 y 19 rebajes periféricos externos 7A se tornaron bajos. Se concibe que en los primeros discos de prueba 1A a 1E, las vibraciones causadas no solo por el número de rebajes periféricos externos 7A, sino también por el número de orificios de montaje 12 y el número de pernos de conexión 5, se superponen entre sí. En el caso de los primeros discos de prueba 1A a 1E, dado que el número de orificios de montaje 12 es cinco y el número de pernos de conexión 5 es ocho, se supone que el par motor de frenado del orden correspondiente al número de rebajes de periferia externos 7A aumenta cuando el número de rebajes periféricos externos 7A, el número de orificios de montaje 12 y el número de pernos de conexión 5 no se hacen en primos relativos, es decir, tienen un divisor común y el par motor de frenado del orden correspondiente al número de rebajes periféricos externos 7A se supone que se reduce cuando el número de rebajes periféricos externos 7A, el número de orificios de montaje 12 y el número de pernos de conexión 5 se convierten en primos relativos.

Por los motivos expuestos anteriormente, se observa que es posible suprimir la generación de la trepidación del freno reduciendo el número de rebajes periféricos externos y, durante un período en el que el disco de freno y la pastilla de freno no se han deslizado lo suficiente entre sí, si el número de rebajes periféricos externos, el número de orificios de montaje y el número de pernos de conexión se fijan en primos relativos, se puede reducir la trepidación del freno. Cuando el número de rebajes periféricos externos es inferior a tres, el peso no puede reducirse lo suficiente, y si el número de rebajes periféricos externos es superior a 23, es factible que haya trepidación del freno y, por tanto, es preferible que el número de rebajes periféricos externos se fije en un intervalo variable entre 3 y 23.

A continuación, en las condiciones de prueba de frenado anteriormente descritas, se llevó a cabo la prueba de frenado para los segundos discos de prueba 1J a 1M, cuyas profundidades de los rebajes periféricos externos 7 eran diferentes entre sí. Un resultado de la medición del par motor de freno se analizó por FFT y se estudió la relación de orden de rotación. Estos resultados se presentan en las figuras 12 y 13. La figura 12 es un gráfico en el cual se resumen los gráficos de las figuras 13(a) a d).

En las figuras 12 y 13, las profundidades de los rebajes periféricos externos 7 se redujeron a 11 mm, 7 mm y 3 mm cuando el par motor de frenado del orden correspondiente al número de rebajes periféricos externos 7 se redujo, pero cuando la profundidad fue 0 mm, es decir, cuando no había rebajes periféricos externos 7, el par motor de frenado tuvo el mismo valor que cuando la profundidad se fijó en 7 mm. A partir de esto, puede decirse que es preferible que la profundidad del rebaje de periferia exterior 7 se establezca en 7 mm o menos, y más preferiblemente, que sea de 2 mm o más y de 6 mm o menos. Cuando la profundidad del rebaje periférico externo 7 es de 0 mm, el par motor de frenado se incrementa. Se estima que esto se debe a que el par motor de frenado del

orden 16 recibe la influencia no solo del número de rebajes periféricos externos 7 sino también del número de orificios pasantes 6 (el número es 16).

5 Siguiendo el razonamiento anterior, el mecanismo de generación de trepidación de freno en el disco de freno que tiene la periferia exterior corrugada se puede estimar de la siguiente manera. Es decir, cuando la pastilla de freno llega al rebaje periférico externo, la periferia exterior de la pastilla de freno no es sostenida por el disco de freno, la deformación elástica por compresión del material de fricción se libera parcialmente y el material de fricción cae en el rebaje periférico externo. Cuando el disco de freno sigue girando y la pastilla de freno pasa a través de la saliente de la periferia exterior, la pastilla de freno se monta sobre la saliente de la periferia exterior y, por lo tanto, la porción de la pastilla de freno que ha caído de nuevo provoca la deformación elástica por compresión y su resistencia vuelve a empujar a la pastilla de freno. Se estima que al repetir la liberación de la deformación elástica por compresión de la pastilla de freno y la re-deformación (caída y montaje de la pastilla de freno), se genera la fluctuación en el par motor de frenado. En la prueba de frenado que utiliza los segundos discos de prueba 1J a 1M, cuyas profundidades de los rebajes periféricos externos son diferentes entre sí, el par motor de frenado del orden 16 se redujo a medida que la profundidad del rebaje de periferia exterior 7 decreció. Esto se puede explicar por el mismo mecanismo. Es decir, si la profundidad del rebaje de periferia exterior 7 es escasa, la zona del rebaje de periferia exterior 7 se reduce y la cantidad de caída de la pastilla de freno 2 al llegar al rebaje de periferia exterior 7 disminuye. Por lo tanto, puede decirse que la resistencia recibida por la pastilla de freno 2 cuando se monta sobre la saliente de periferia exterior 8 se reduce y la fluctuación del par motor de frenado disminuye.

20 A continuación, para comprobar la influencia del área de contacto entre el disco de freno 3 y la pastilla de freno 2 ejercida sobre la fluctuación en el par motor de frenado, se obtuvieron las áreas de contacto de los discos de freno 3A a 3E, y 3J a 3M con respecto a la pastilla de freno 2, utilizando 3D-CAD cada tres grados en la dirección circunferencial. Un resultado de ello se muestra en las figuras 14 y 15.

25 En la figura 14, se puede estimar que a medida que aumenta el número de rebajes periféricos externos (número de corrugaciones), el intervalo máximo de fluctuación del valor máximo y del valor mínimo del área de contacto aumenta y es factible que se genere la trepidación del freno. Por la figura 15, se puede interpretar que con respecto a la profundidad del rebaje de periferia exterior 7, el intervalo máximo de fluctuación del área de contacto aumenta y la fluctuación del par motor de frenado se incrementa incluso si la profundidad es de 0 mm. La figura 16 muestra una relación entre el intervalo de fluctuación del par motor de frenado y la relación de área S_b/S_a entre el valor máximo S_a y el valor mínimo S_b del área de contacto. Se puede hallar que la relación de área S_b/S_a es preferiblemente 0,86 o superior, y más preferiblemente de 0,90 o superior y de 1,0 o inferior.

35 A continuación, para comprobar la influencia de la longitud de la periferia exterior del disco de freno 3 ejercida sobre la fluctuación del par motor de frenado, se obtuvieron como referencia las relaciones de las longitudes periféricas exteriores de los discos de freno 3A a 3E cuando se definió la longitud de la periferia exterior del disco de freno 3F del mismo diámetro, que no tenía recesos de la periferia exterior 7. Un resultado de ello se muestra en la figura 17.

40 De la figura 17 se desprende que a medida que aumenta la relación de la longitud de la periferia exterior, el número de rebajes 7 de la periferia exterior (el número de corrugaciones) aumenta, el rango de fluctuación del par motor de frenado se incrementa y la trepidación del freno se genera fácilmente. Se ha encontrado que para suprimir el intervalo de fluctuación del par motor de frenado a 3 (Nm) o menos y para restringir la generación de la trepidación del freno, es necesario fijar la relación de la longitud de la periferia exterior al 110 % o menos.

45 Luego se comprueba la influencia de la tasa de cambio $dS/d\theta$ del área de contacto S entre el disco de freno 3 y la pastilla de freno 2 en cada ángulo establecido θ , en la dirección circunferencial del disco de freno ejercida sobre la fluctuación del par motor de frenado; se obtuvo la tasa de cambio $dS/d\theta$ del área de contacto S a cada ángulo establecido $\theta = 0,5^\circ$ en la dirección circunferencial del disco de freno para los discos de freno 3A a 3E, usando la siguiente ecuación (1), y se obtuvo la diferencia entre la tasa máxima de cambio S_{va} y la tasa mínima de cambio S_{vb} , como una tasa de ancho máximo de cambio ($S_{va}-S_{vb}$) del área de contacto. El resultado de ello se muestra en la figura 18.

[Ecuación 1]

$$\frac{dS}{d\theta} = \frac{S(\theta + 0.5) - S(\theta)}{0.5} \quad (1)$$

55 En la figura 18, se puede observar que a medida que aumenta la tasa de ancho máximo de cambio ($S_{va}-S_{vb}$) del área de contacto, aumenta el número de rebajes de la periferia exterior 7 (el número de corrugaciones), aumenta el intervalo de fluctuación del par de frenado, y es factible que se genere la trepidación del freno. Puede decirse que para suprimir el intervalo de fluctuación del par motor de frenado a 3 (Nm) o menos y para suprimir la generación de

la trepidación del freno, es necesario configurar la tasa de ancho máximo de cambio (Sva-Svb) del área de contacto a 100 (mm²/grados) o menos.

5 A continuación, para comprobar la influencia de la fluctuación en la posición del baricentro de la porción de contacto del disco de freno 3 con respecto a la pastilla de freno 2, en cada ángulo establecido θ en la dirección circunferencial del disco de freno 3 ejercida sobre la fluctuación del par motor de frenado, se obtiene una distancia cog (θ) entre la posición del baricentro de la porción de contacto y el centro del disco de freno 3 en cada ángulo establecido $\theta = 0,5$ en la dirección circunferencial del disco de freno 3, para los discos de freno 3A a 3E usando la siguiente ecuación (2), se define la diferencia entre el valor máximo Ga y el valor mínimo Gb, como el intervalo máximo de fluctuación (Ga-Gb) de la posición del baricentro de la porción de contacto, y se obtiene la relación del intervalo máximo de fluctuación (Ga-Gb) de la posición del baricentro con respecto al radio del disco de freno 3. El resultado de ello se muestra en la figura 19. La distancia cog (θ) entre la posición del baricentro de la porción de contacto y el centro del disco de freno 3 se obtuvo dividiendo un momento primario de la porción de contacto de la pastilla por el área de contacto.

15 [Ecuación 2]

$$\text{cog}(\theta) = \frac{\iint S(r, \theta) \times r dr d\theta}{\iint S(r, \theta) dr d\theta} \quad (2)$$

20 En la figura 19, se observa que a medida que aumenta el intervalo máximo de fluctuación (Ga-Gb) en la posición del baricentro en la porción de contacto, se incrementa el número de rebajes periféricos externos (7) (el número de corrugaciones), aumenta el intervalo de fluctuación del par motor de frenado y es factible que se genere la trepidación del freno. Se ha hallado que para suprimir el intervalo de fluctuación del par motor de frenado a 3 (Nm) o menos y para suprimir la generación de la trepidación del freno, es necesario fijar la relación del intervalo máximo de fluctuación (Ga-Gb) en la posición del baricentro a 0,4 % o menos.

REIVINDICACIONES

- 5 1. Un disco de freno 1 que tiene una periferia exterior corrugada, que comprende un disco de cubo 4, adecuado para fijarse a una rueda, un disco de freno 3, dispuesto coaxialmente fuera del disco de cubo 4, y un perno de conexión 5 que conecta el disco de cubo 4 y el disco de freno 3 entre sí en un estado flotante, en el que una pluralidad de rebajes periféricos externos 7 se forman en una periferia exterior del disco de freno, a una cierta distancia unos de otros, en una dirección circunferencial para formar la periferia exterior en una forma corrugada,
- 10 **caracterizado por que:**
- 15 las profundidades de los rebajes periféricos externos 7, desde un círculo periférico exterior del disco de freno se fijan en 2 mm o más y 7 mm o menos, el número de rebajes periféricos externos 7, el número de orificios de montaje 12 a la rueda y el número de pernos de conexión 5 se fijan en una relación de primos relativos, y el número de rebajes periféricos externos 7 se fija en 3 a 23, el número de orificios de montaje 12 a la rueda se fija en 3 a 7, y el número de pernos de conexión 5 se fija en 5 a 12.
- 20 2. La combinación de un disco de freno 1, que tiene la periferia exterior corrugada según la reivindicación 1, y una pastilla de freno 2 que entra en contacto con el disco de freno a presión, en el que una relación de área S_b/S_a de un valor máximo S_a y un valor mínimo S_b de un área de contacto entre el disco de freno 3 y la pastilla de freno 2 se fija en 0,86 o más.
- 25 3. La combinación de acuerdo con la reivindicación 2, en la que la relación de área S_b/S_a del valor máximo S_a y el valor mínimo S_b se establece en 0,90 o más y 1,0 o menos.
- 30 4. La combinación según la reivindicación 2 o la reivindicación 3, en la que la relación de área S_b/S_a se fija en dicho intervalo, ajustando uno o más de estos parámetros: la profundidad de los rebajes periféricos externos 7, la forma de abertura de los rebajes periféricos externos, del lado de una superficie de frenado, la longitud de los rebajes periféricos externos en la dirección circunferencial, la posición dispuesta de un orificio pasante en la superficie de frenado del disco de freno 3, la forma de abertura del orificio pasante del lado de la superficie de frenado, el número de orificios pasantes y el área de apertura del orificio pasante.
- 35 5. Un disco de freno según la reivindicación 1 o una combinación según cualquiera de las reivindicaciones 2 a 4, en el que una longitud de la periferia exterior del disco de freno 3 se fija en 110 % o menos de la longitud de la periferia exterior de un disco de freno 3 del mismo diámetro, que no tenga ningún rebaje periférico externo.
- 40 6. La combinación según una cualquiera de las reivindicaciones 2 a 5, en la que la diferencia entre la tasa máxima de cambio S_{va} y la tasa mínima de cambio S_{vb} del área de contacto entre el disco de freno 3 y la pastilla de freno 2 que entra en contacto con el disco de freno 3 bajo presión, en cada ángulo establecido θ en una dirección circunferencial del disco de freno 3 se define como la tasa de ancho máximo de cambio ($S_{va}-S_{vb}$) del área de contacto, y la tasa de ancho máximo de cambio ($S_{va}-S_{vb}$) del área de contacto se fija en 100 ($\text{mm}^2/\text{grados}$) o menos.
- 45 7. La combinación según una cualquiera de las reivindicaciones 2 a 6, en la que la diferencia entre un valor máximo G_a y un valor mínimo G_b de una distancia $\text{cog}(\theta)$ entre la posición del baricentro de una porción de contacto del disco de freno 3 con respecto a la pastilla de freno 2 y el centro del disco de freno 3 en cada ángulo establecido θ en una dirección circunferencial del disco de freno 3 se define como un intervalo máximo de fluctuación (G_a-G_b) en la posición del baricentro, y el intervalo máximo de fluctuación (G_a-G_b) en la posición del baricentro se establece en 0,4 % o menos del radio del disco de freno 3.

Figura 1

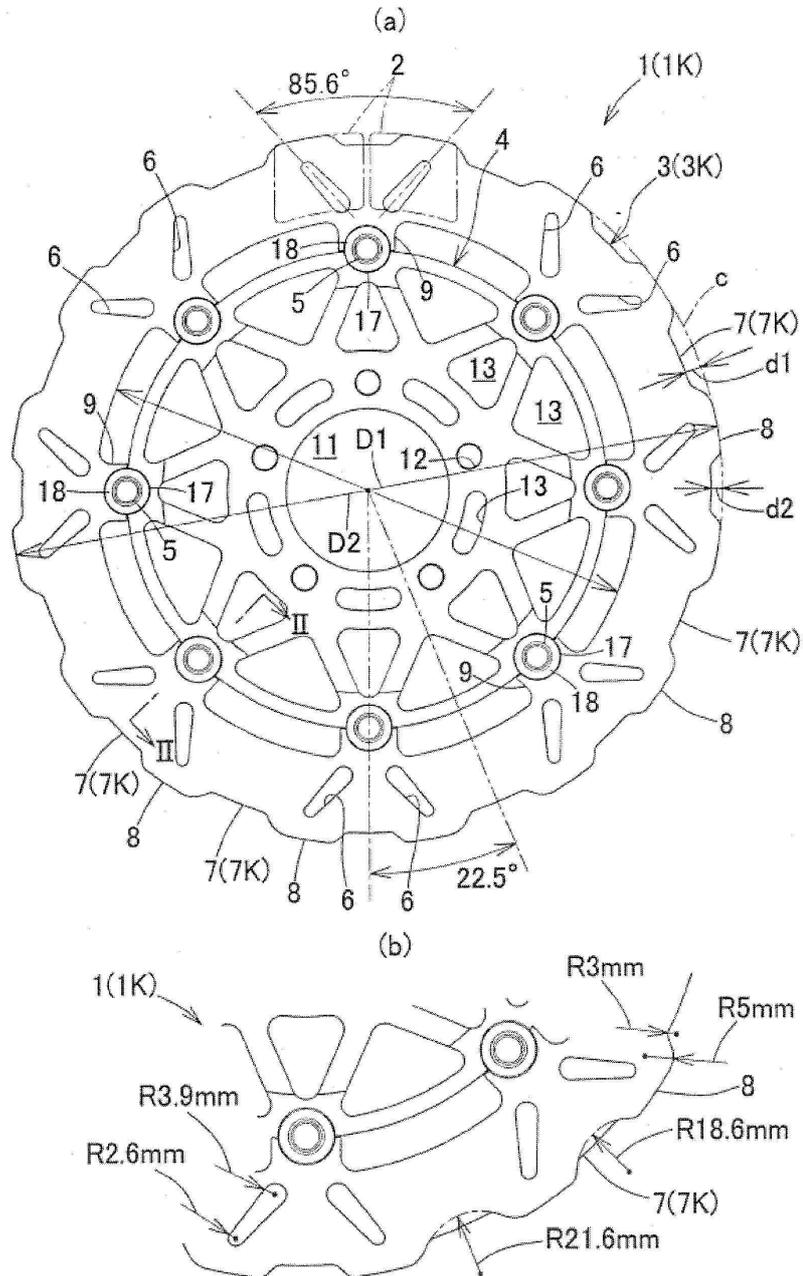


Figura 2

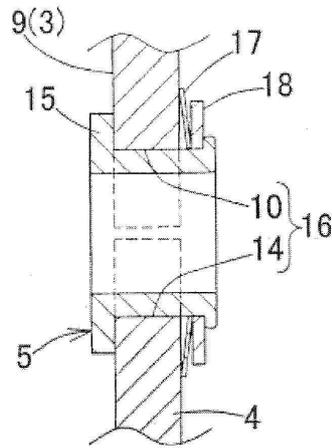


Figura 3

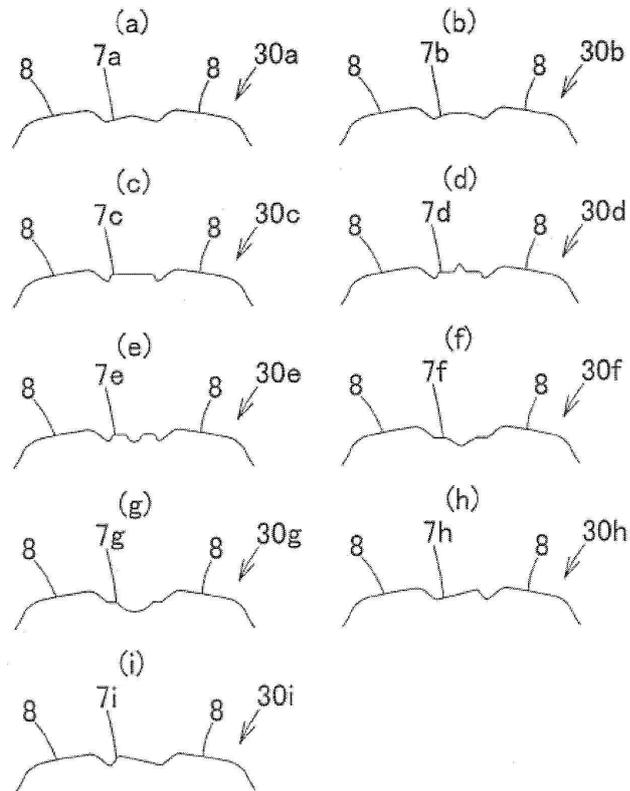
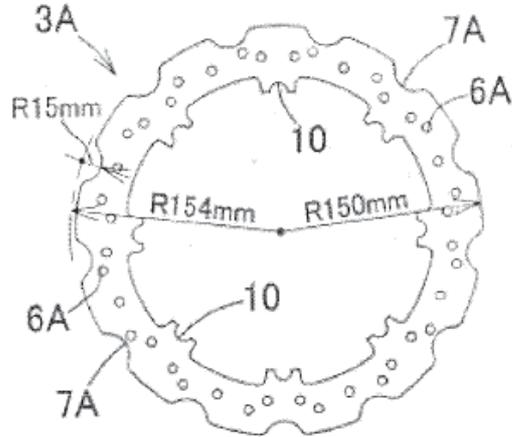
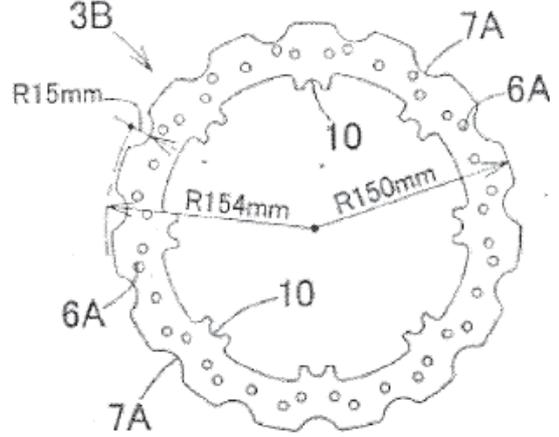


Figura 5

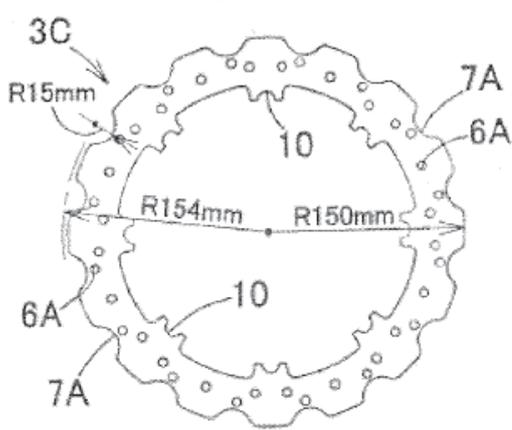
(a) Número de rebajes periféricos externos: 13



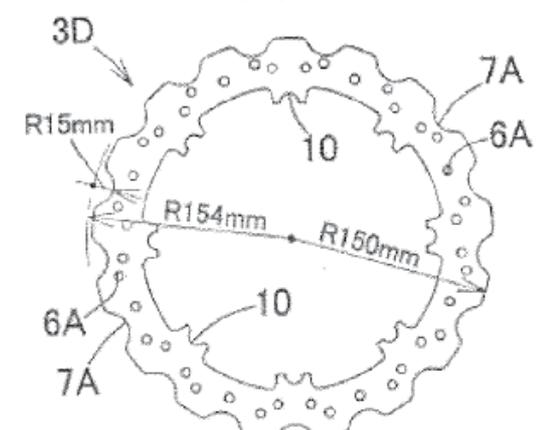
(b) Número de rebajes periféricos externos: 15



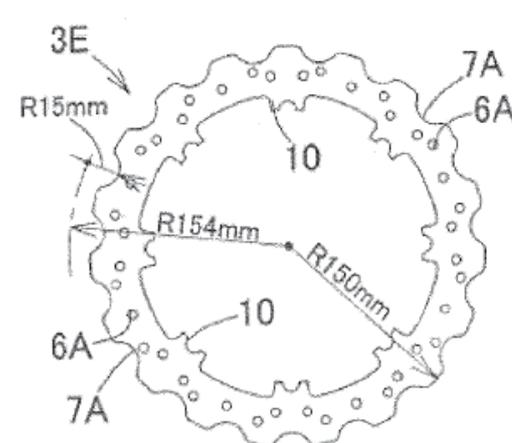
(c) Número de rebajes periféricos externos: 16



(d) Número de rebajes periféricos externos: 17



(e) Número de rebajes periféricos externos: 19



(f) Número de rebajes periféricos externos: 0

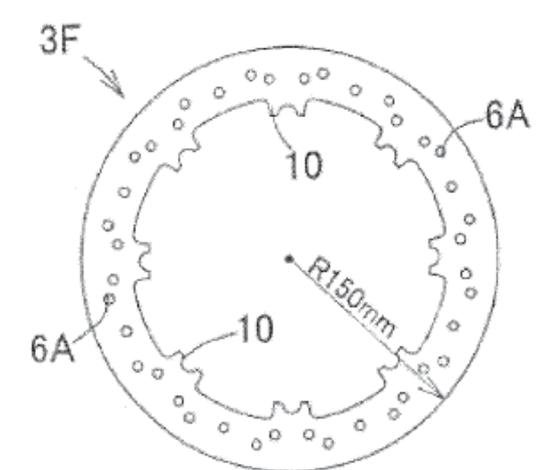
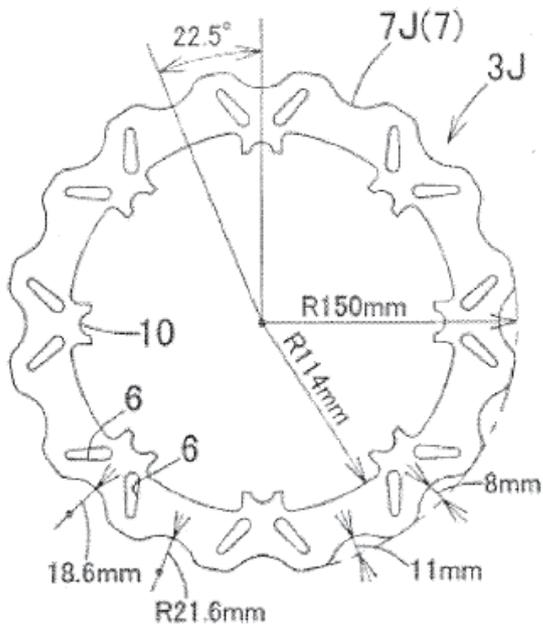
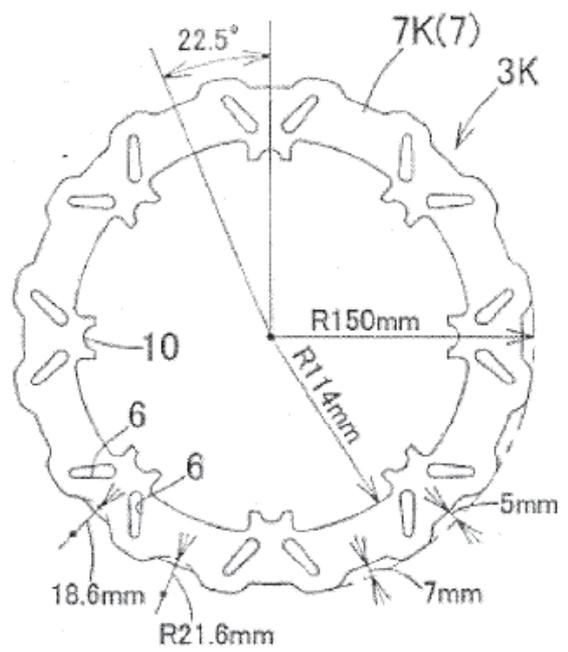


Figura 6

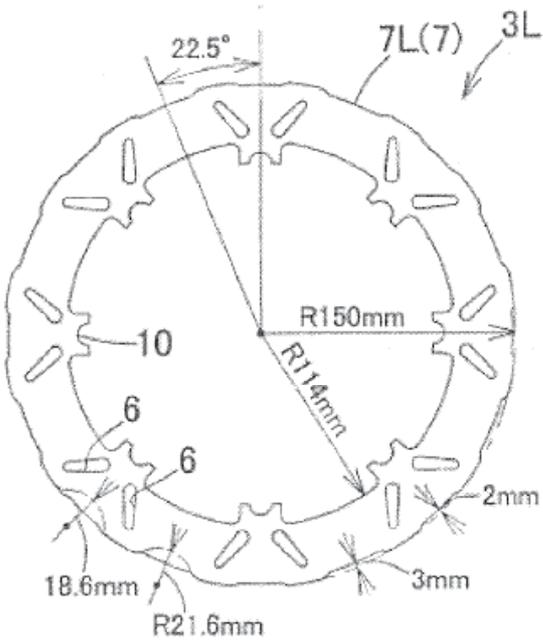
(a) (Profundidad: 11 mm)



(b) (Profundidad: 7 mm)



(c) (Profundidad: 3 mm)



(d) (Profundidad: 0 mm)

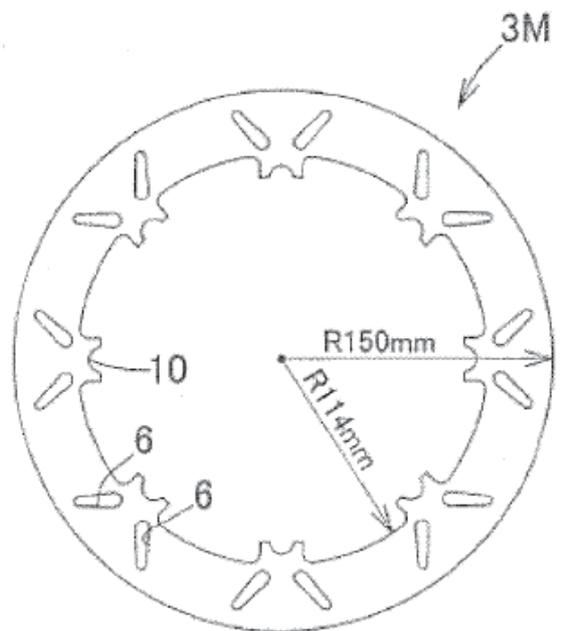


Figura 7

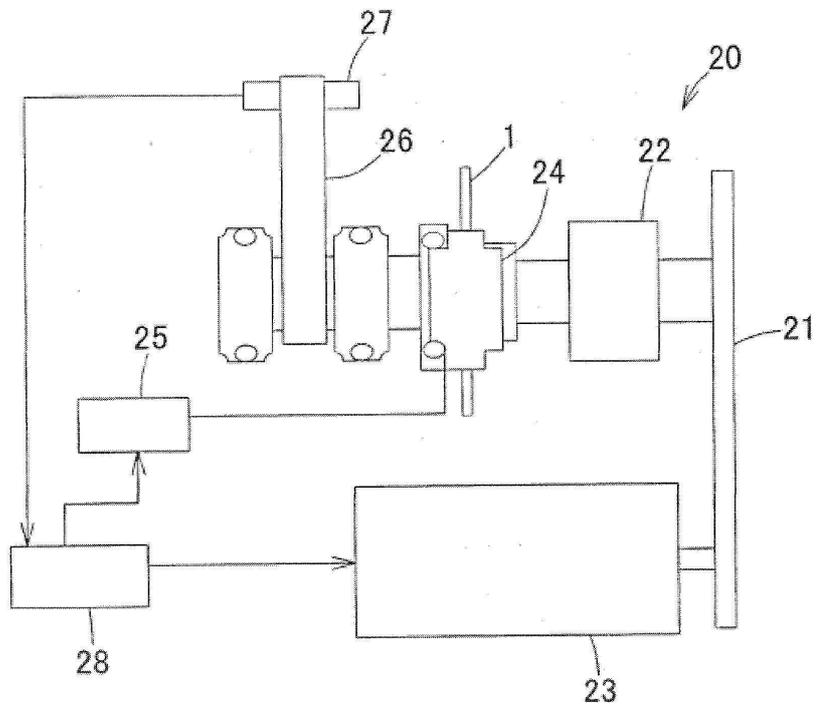


Figura 8

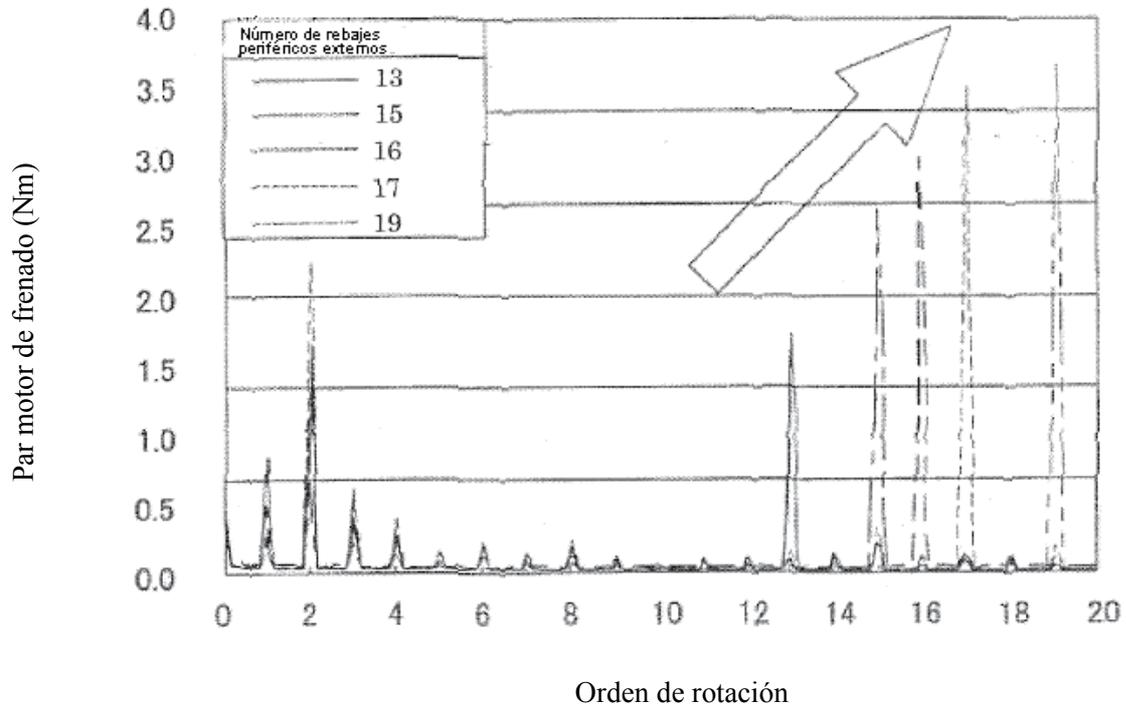


Figura 9

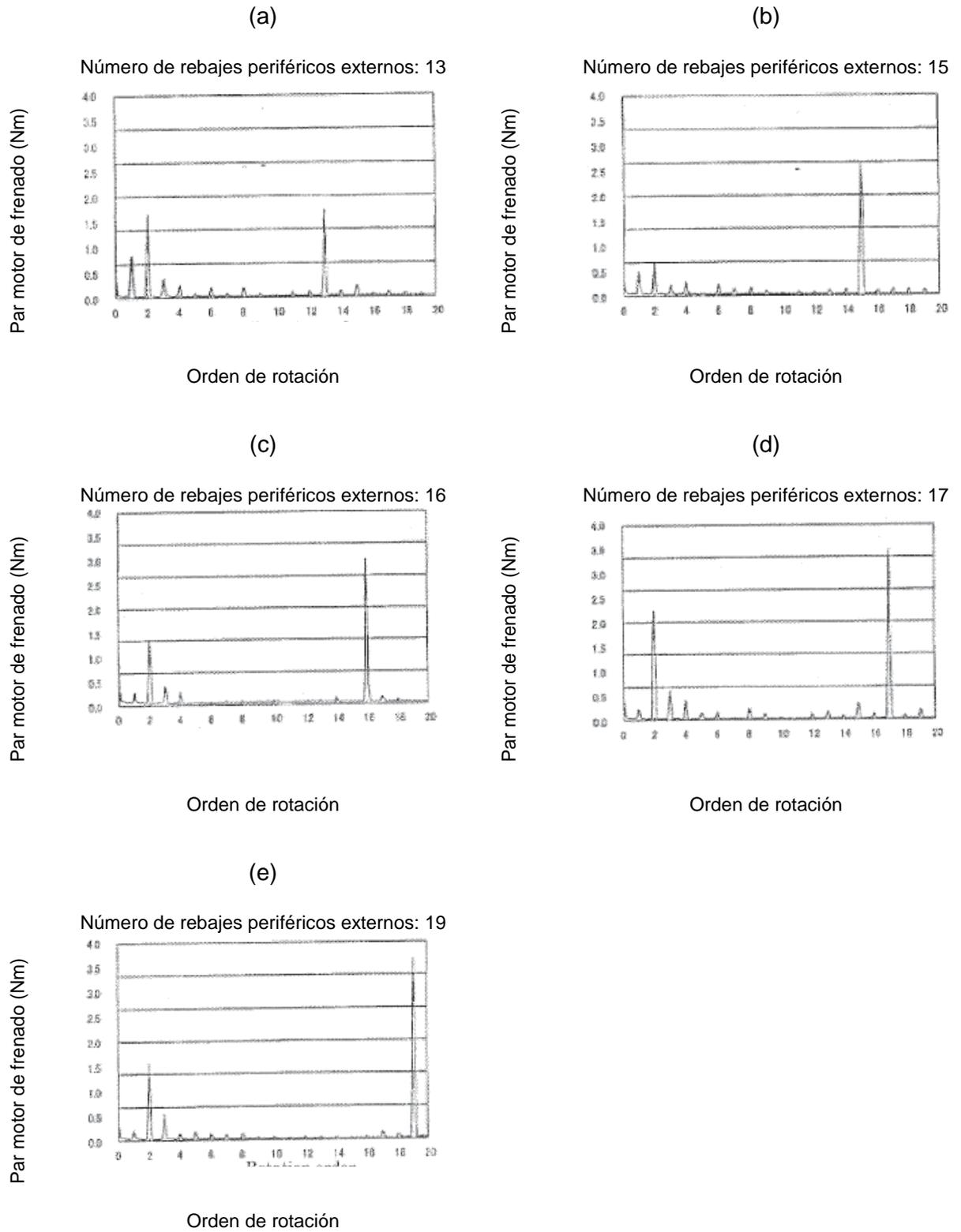


Figura 10

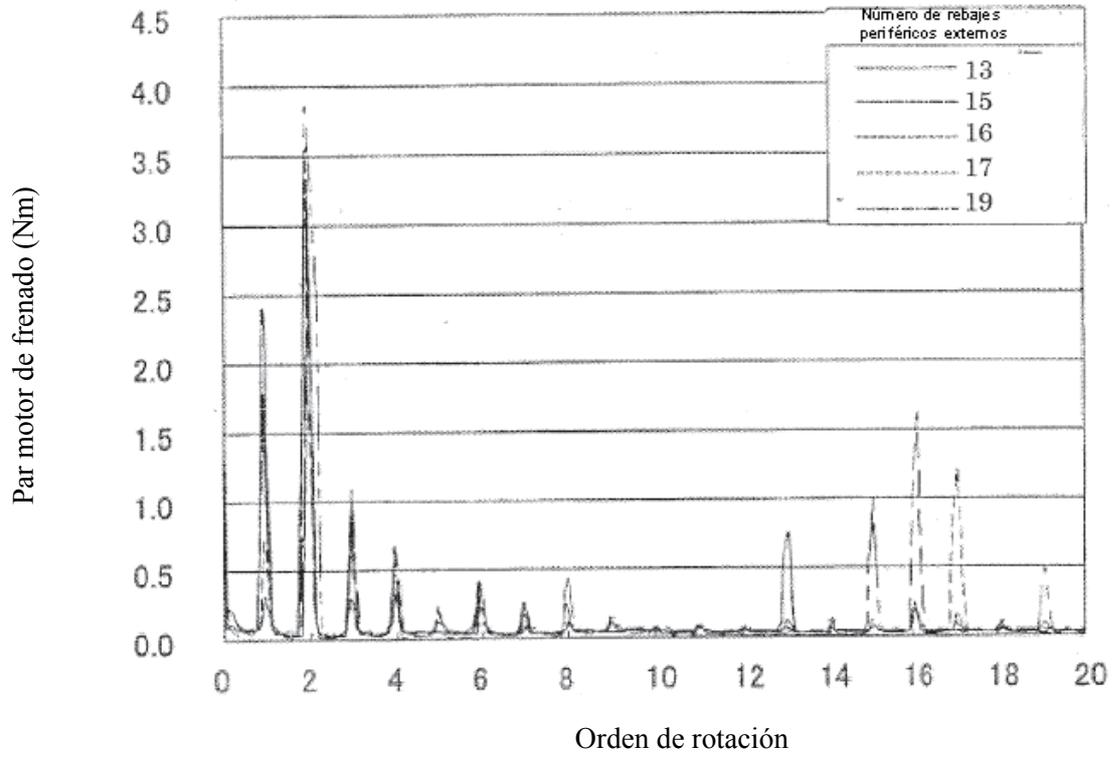


Figura 11

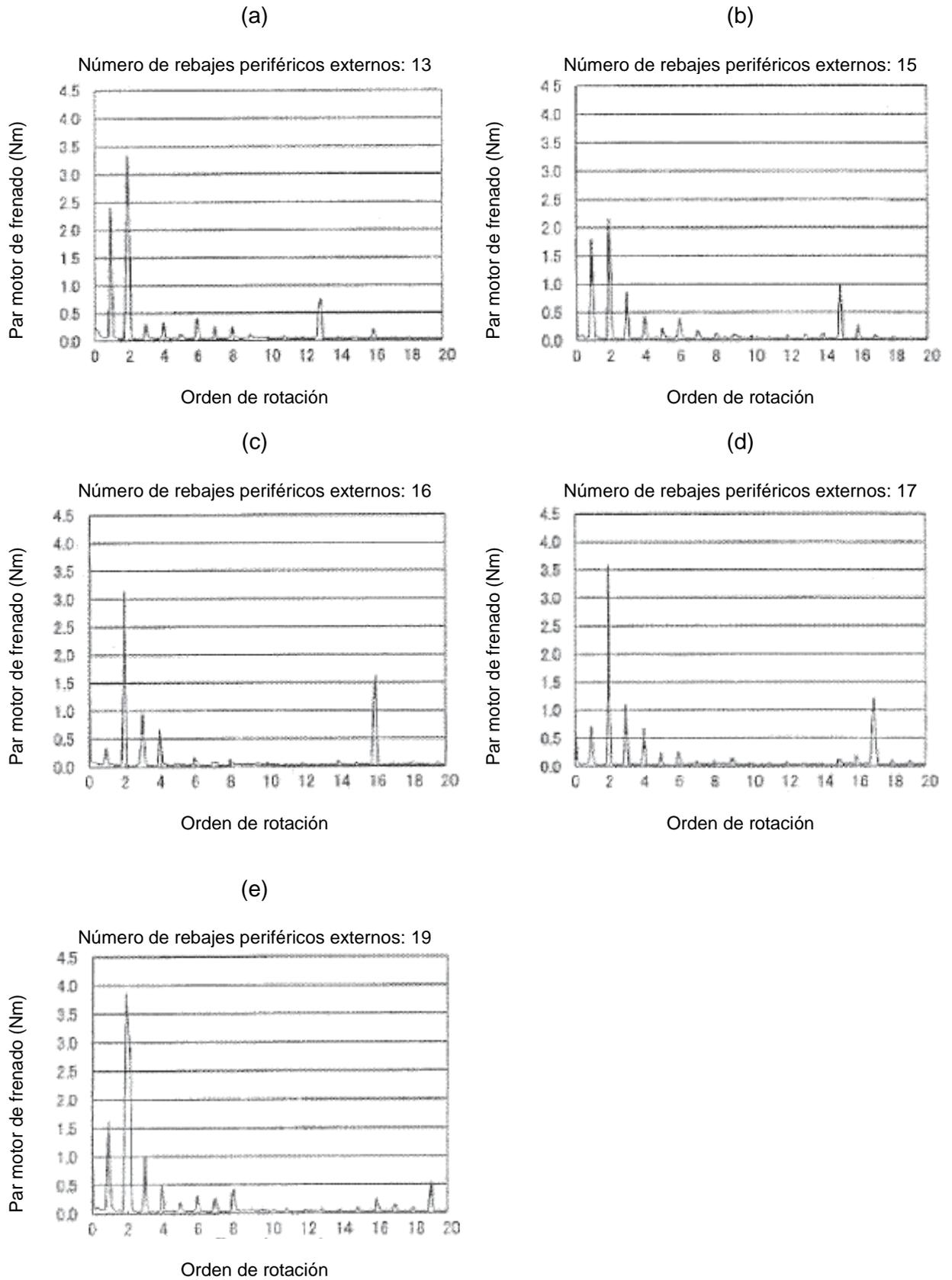


Figura 12

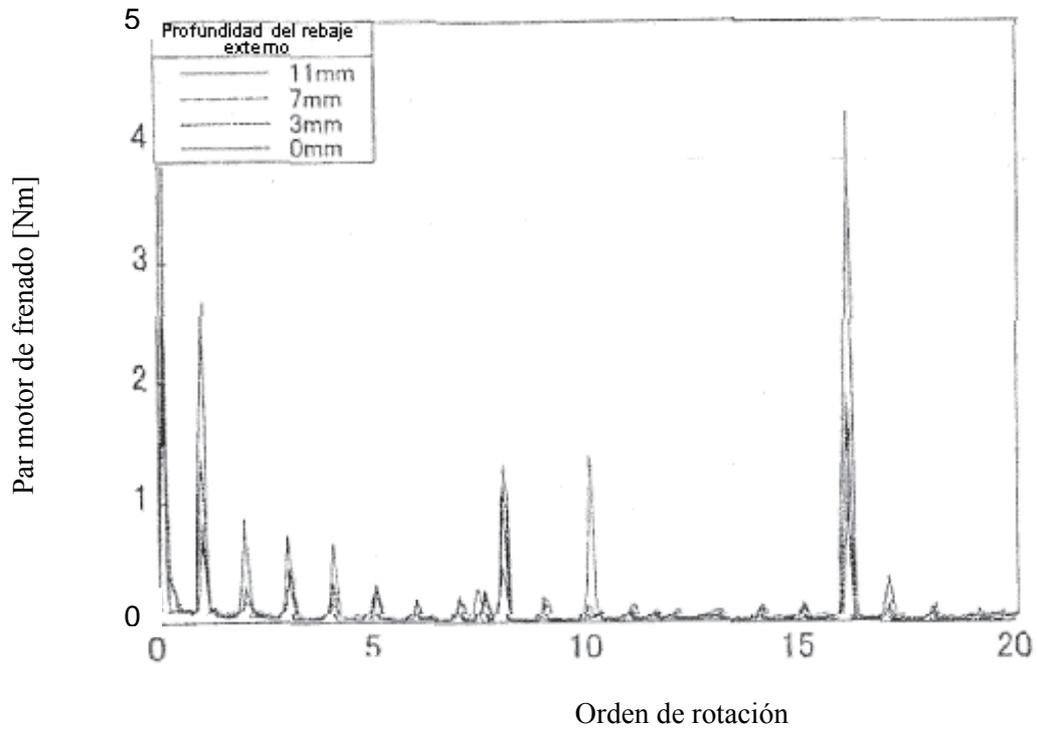


Figura 13

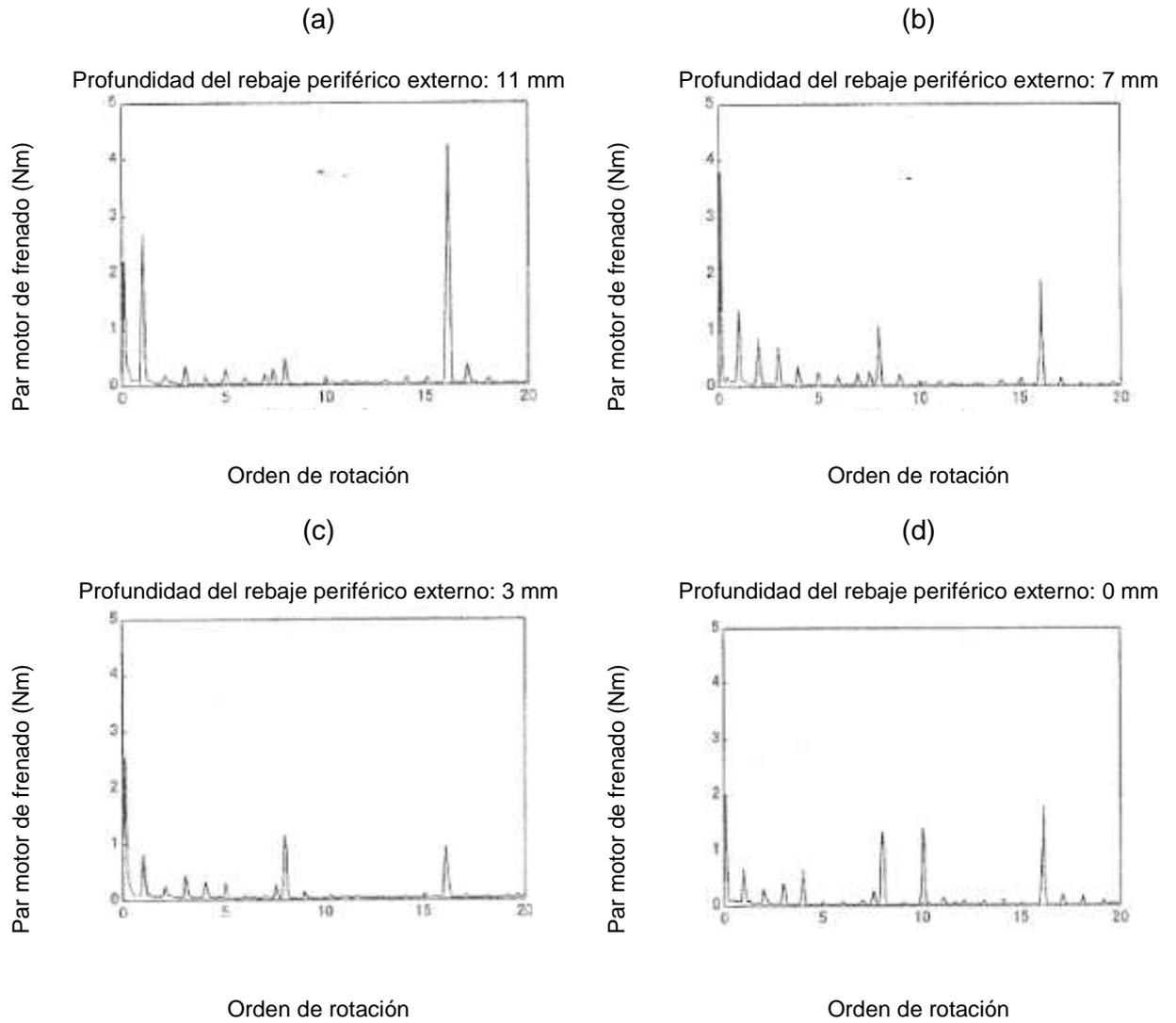


Figura 14

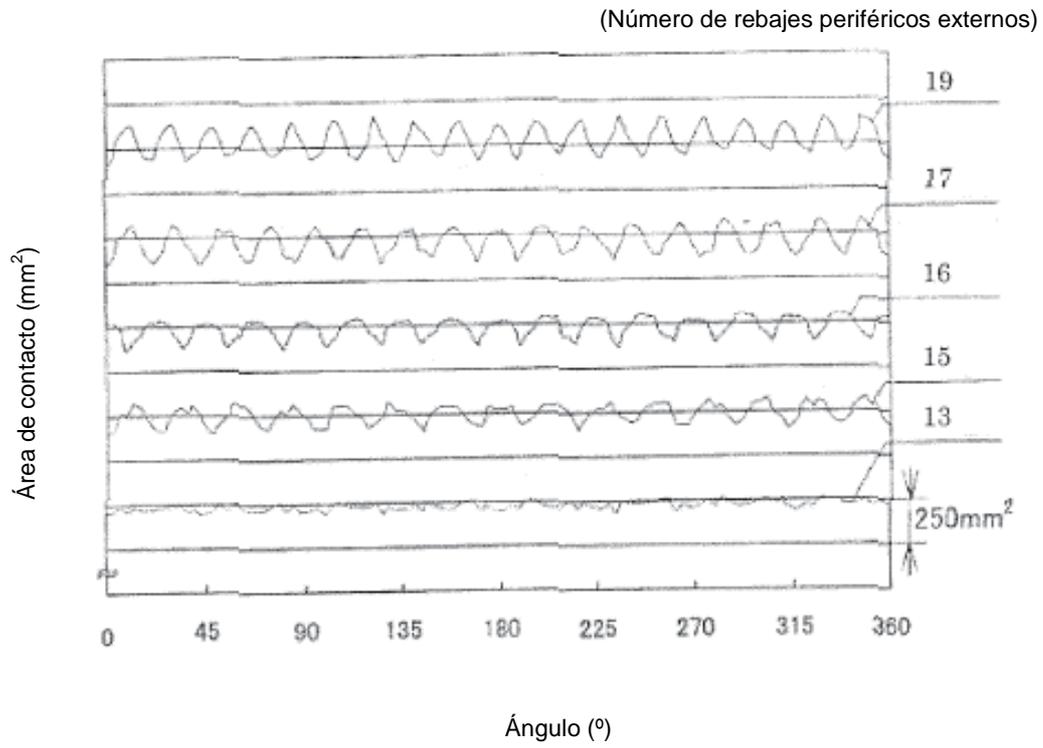


Figura 15

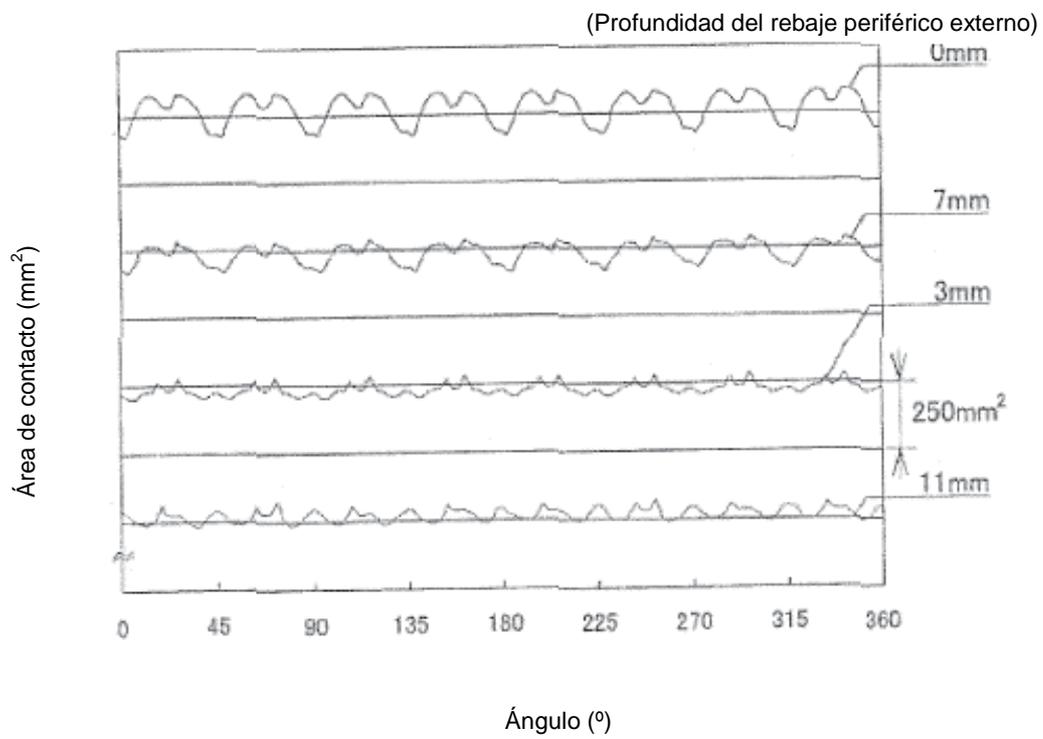


Figura 16

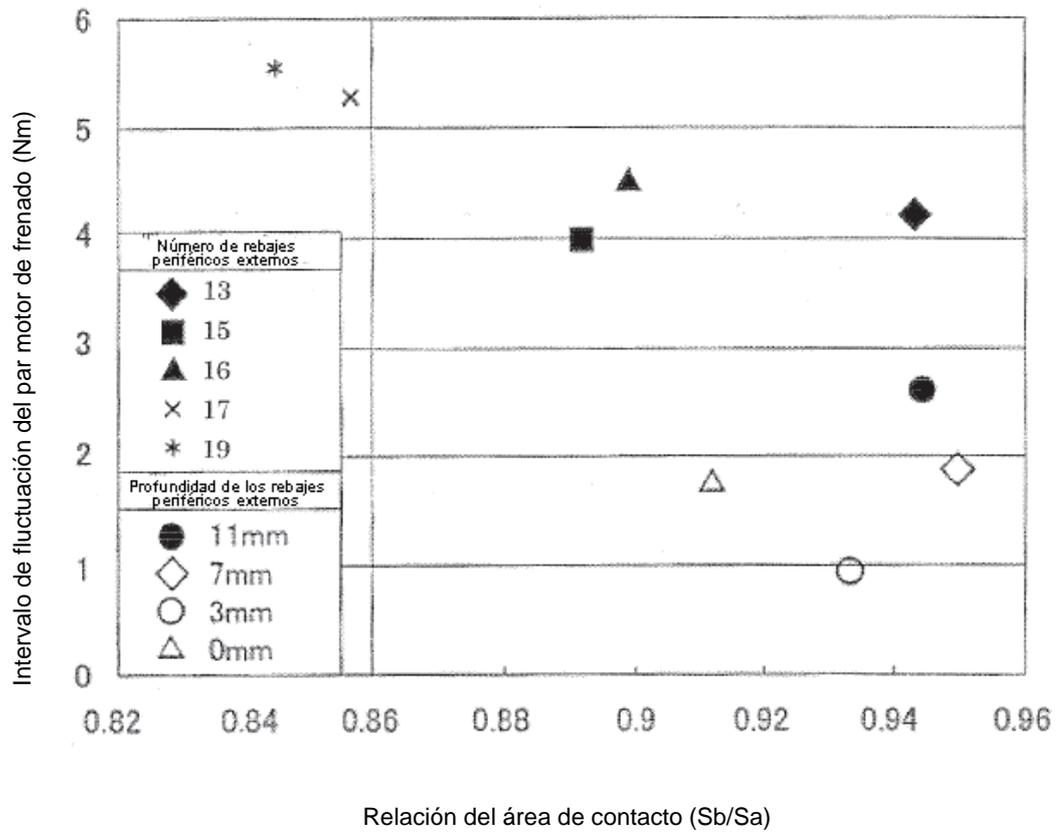


Figura 17

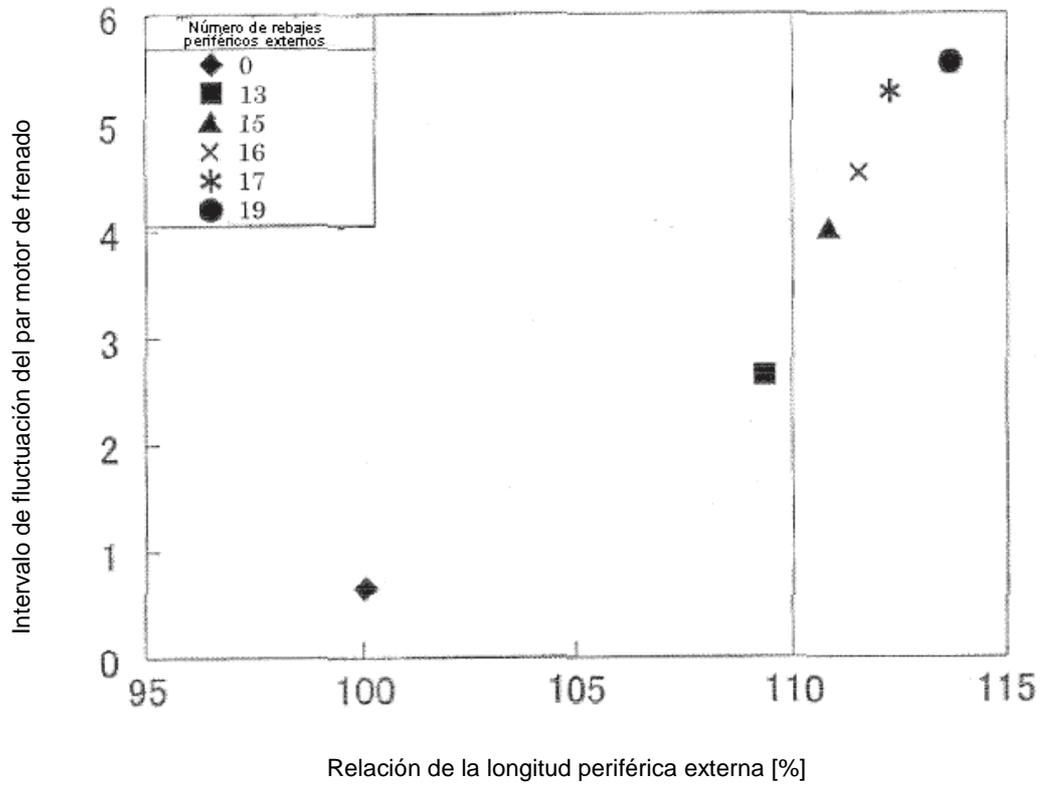


Figura 18

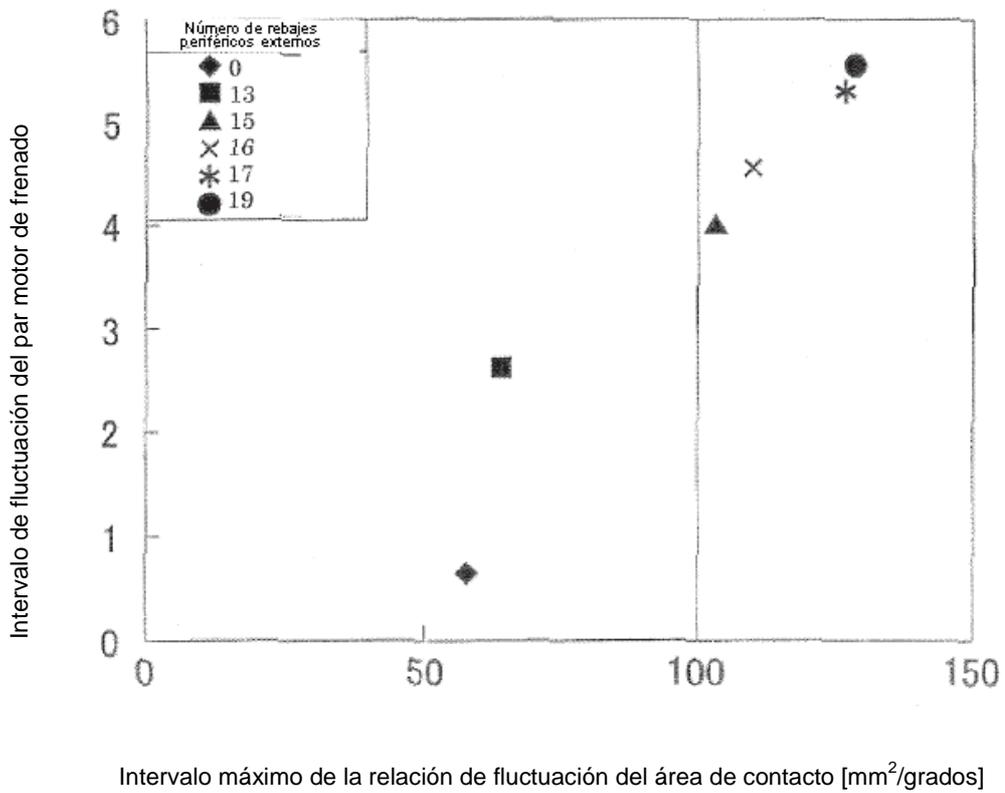
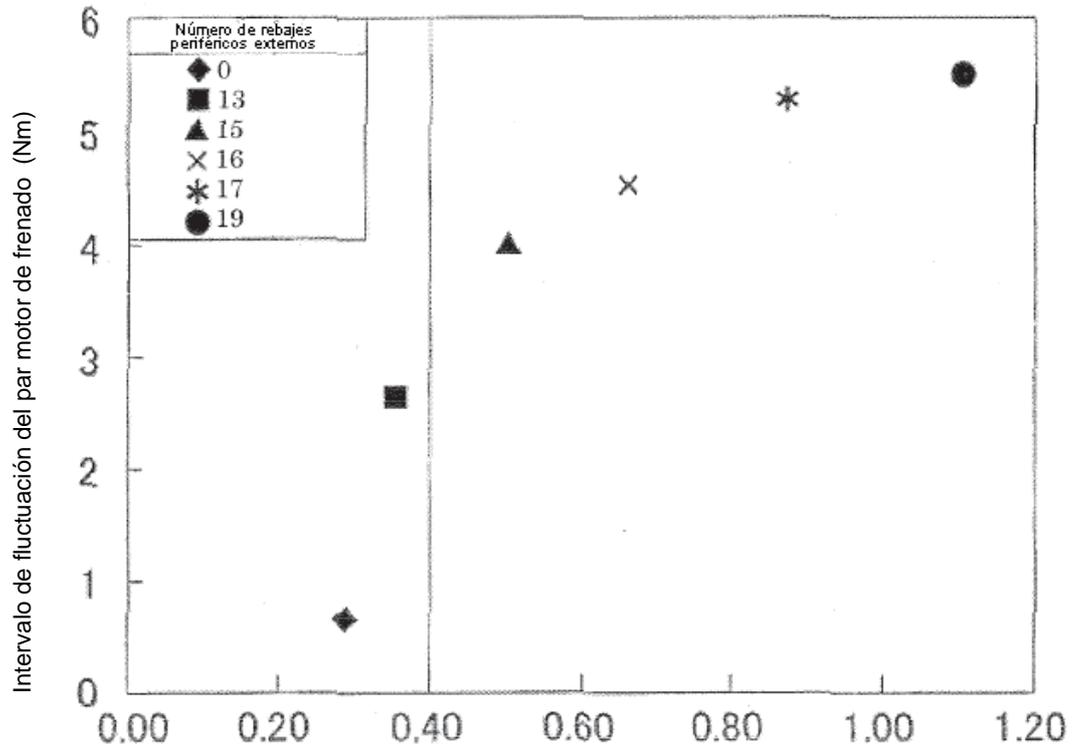


Figura 19



Relación del intervalo máximo de fluctuación de la posición del baricentro [%]